DOI: 10.3901/JME.2021.17.149

一种新型复合结构的垂直入射和扩散域声学性能机理研究*

苏锦涛 郑玲

(重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆 200240)

摘要: 多层复合材料的设计是为了满足,不同噪声环境中的降噪需求,从而使设计人员根据材料的声传递特性设计合理的多层吸、隔声结构。以新型汽车防火墙多层复合结构为研究对象,建立了平面波在单-双层介质中的传播方程,通过数值仿真和阻抗管声学实验方法,分析了包含PU泡沫+EVA+吸音棉的传统多层结构与包含超细纤维多层结构中,空气夹层声传递规律。对比了热特征长度、黏性特征长度等参数对复合结构声学影响规律,同时,对多层复合结构组成的双面墙传递特性进行了分析。研究表明,在中高频区域,随着中间空气层厚度的增加,传统复合结构与超细纤维复合结构的声传递损失无显著变化;包含超细纤维多层结构在固有频率以内,吸声系数较小,而传统多层结构对于弯曲度、黏性特征长度、热特征长度等参数影响显著。在多层结构组成的双面墙结构中,在中频范围内,空腔厚度对声传递特性的影响较为显著,多层结构声传递损失随空腔厚度的增加逐渐增大。

关键词: 双面墙理论; 隔声量; 热特征长度; 声学机理

中图分类号: TH113.1

Study on the Acoustic Performance Mechanism of a New Type of Composite Structure in Vertical Incidence and Diffusion Domain

SU Jintao ZHENG Ling

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044)

Abstract: The multi-layer composite material is designed to meet the noise reduction requirements in different noise environments, so that designers can design a reasonable multi-layer absorption and sound insulation structure according to the sound transmission characteristics of the material. The multi-layer composite structure of automobile firewall is taken as the research object, and the propagation equation of plane wave in single-double layer medium is established. Through numerical simulation and impedance tube acoustic experiment, the sound transmission law of air sandwich in traditional multi-layer structure including PU foam +EVA+ sound-absorbing cotton and multi-layer structure including ultrafine fiber is analyzed. The effects of thermal characteristic length and viscous characteristic length on the acoustic properties of composite structures are compared. The results show that, there is no significant change in the acoustic transfer loss between the conventional composite structure and the superfine fiber composite structure with the increase of the thickness of the intermediate air layer in the medium-high frequency region. The multi-layer structure containing superfine fiber has a small sound absorption coefficient within the natural frequency, while the traditional multi-layer structure has a significant influence on the parameters such as bending degree, viscosity characteristic length and thermal characteristic length. In the two-wall structure composed of multi-layer structure, the influence of cavity thickness on sound transmission characteristics is significant in the medium frequency range, and the sound transmission loss of multi-layer structure increases gradually with the increase of cavity thickness.

Key words: double wall theory; sound insulation; thermal characteristic length; acoustic mechanism

* 国家重点研发计划项目(2017YFB0102603)和国家自然科学基金(51275541)资助项目。20200320 收到初稿, 20201105 收到修改稿

0 前言

超细纤维又称微纤维,一般直径 $<5\text{ }\mu\text{m}$ 的纤维称为超细纤维。超细纤维的声学特性表征为在相同声学性能条件下,材料更加轻量化。在同等面密度下,声学性能更优。超细纤维材料与传统的单组份吸音棉、双组份吸音棉相比,在相同面密度条件下,流阻率高,同时超细纤维的热成型黏弹性层具有较高的隔声性能。在相同的隔声性能条件下,超细纤维复合材料比传统吸声材料厚度更薄,质量更轻。具有良好的工程应用价值。超细纤维经过热成型后与前围板组成的复合结构的声学性能被广泛关注,是近年来多层复合材料噪声控制领域研究的热点问题。多层复合结构的吸声特性,是由阻抗不同的吸声层组合而成,使吸声层中的阻抗逐渐变化,同时声衰减逐渐增加,这样可达到与介质的阻抗匹配,减弱反射,同时,增加结构的吸声能力。声波每遇到一个界面,都要经历一次反射和透射,反射和透射波又在两界面之间的黏弹性介质中多次反射,增加了声波的传播路程和能量损耗。另外,随着声波频率的升高,材料对声能的衰减增大。在复合结构声学性能研究方面,在过去的几十年里,声透射损耗(STL)和吸声系数,对于研究人员来说是两个最大的声学问题。最吸引人的声音传输结构是多层复合结构和夹层结构^[1-8]。带有空气腔的双面墙结构,是最简单的夹层结构,受到了广泛的关注^[9-15]。例如, WANG^[9]、DOUTRES 等^[16]提出了一种多层吸收毛毡复合结构的声学传递损失估计理论,改善了夹芯吸声板在结构共振频率下声学传递特性。良好的多孔材料结构可以拓宽多孔材料的吸声频带,提高多孔材料的吸声系数。THILAGAVATHI 等将聚丙烯纤维与竹纤维以 50:50 的比例混合,分析发现竹纤维与聚丙烯纤维混合后得到的材料具有良好的吸声性能与力学性能,可用在结构的声学包装中^[17]。WANG 等设计了一种由微粉砂板、多孔纤维材料以及微孔薄膜(微孔薄膜背后留有空气层)构成的多层复合材料。通过传递矩阵法与有限元法分析了复合材料的吸声性能,并研究了各层参数的变化对其吸声性能的影响。结果表明,复合材料的应用不仅拓宽了多孔材料的吸声频带,而且增加了多孔材料的吸声性能,在 200~2 000 Hz 频率范围内,复合材料的吸声系数可达到 0.85^[18]。在声学参数逆推的研究方面,ALBA 等提出了一种逆推方法,利用阻抗管测量了多孔材料的吸声系数,结合

Voronina 模型对多孔纤维材料的密度、直径与孔隙率进行了参数逆推,并通过实验的方法验证了逆推结果的正确性。该逆推方法利用试验测量得到的吸声系数与逆推方法计算得到的吸声系数建立二次误差函数,并将最小二次误差函数值设置为目标^[19]。MAREZE 利用优化的方法对刚性多孔材料的声学参数进行逆推,逆推过程中以各声学参数为优化变量,以各优化变量的取值范围为约束,以试验测量得到的表面阻抗与模型计算得到的表面阻抗之差的平方和为目标。在 Johnson 模型与 Champoux 模型的基础上,利用遗传算法对声学参数进行寻优计算。比较逆推得到的参数值与直接测量得到的参数值,其相对误差在 6%以内^[20]。

近年来,对于多孔材料、三明治结构、泡沫类结构的声学性能研究的文献较多,但是,对于超细纤维组成的复合结构的声学性能研究较少。目前对于超细纤维复合结构的研究主要是基于类似于传统的复合结构厚度、复合结构胶层等对吸隔声性能的影响,而对于超细纤维空气夹层的声传递特性、新材料的 BIOT 参数影响规律,超细纤维多层结构的双面墙声学特性等研究较少。本文利用波动学理论,建立了声波在多层介质中的传播方程,通过数值计算和声学参数试验,分析了超细纤维多层结构与热成型黏弹性材料同传统多层结构的对比,分析了无空气夹层与不同位置的空气夹层对于多层结构声学性能的影响。分析了 BIOT 参数对于超细纤维结构与传统多层结构之间的弯曲度、黏性特征长度、热特征长度等参数对分层吸声结构声学性能的影响规律,对于超细纤维多层结构组成的“双面墙”结构进行了分析,对双面墙结构的声腔厚度,声腔阻尼系数等进行了系统研究,用参数匹配方法,对多层吸声结构各层材料的参数进行系统设计。为超细纤维多层结构新材料在隔声领域的工程应用奠定了基础。

1 多层材料声学传递模型

1.1 单层多孔材料传递矩阵模型

传递矩阵法是研究多层介质声学特性的主要方法。用传递矩阵可以表示出材料层前后表面声压和质点速度的传递关系

$$\begin{bmatrix} p \\ v \end{bmatrix}_{x=x_1} = T \begin{bmatrix} p \\ v \end{bmatrix}_{x=x_2} \quad (1)$$

式中, p 表示单层结构的表面声压; v 表示质点速

度； $\mathbf{T}$ 表示单层结构传递矩阵； x_1, x_2 分别表示声波进出单层结构表面的前后位置。

如图 1 所示，多孔材料内部有入射声波 p_1 和反射声波 p_2 ，假设这两列波的声压和质点振动速度分别为

$$p_1(x, t) = p_{1a} \exp(j(\omega t - kx)) \quad (2)$$

$$v_1(x, t) = \frac{p_{1a}}{Z_c} \exp(j(\omega t - kx)) \quad (3)$$

$$p_2(x, t) = p_{2a} \exp(j(\omega t + kx)) \quad (4)$$

$$v_2(x, t) = -\frac{p_{2a}}{Z_c} \exp(j(\omega t + kx)) \quad (5)$$

式中， Z_c 为材料的特性阻抗； k 为波数； ω 为角频率； p_1 、 p_2 分别为入射波和反射波的声压幅值。

图 1 传递矩阵示意图

则声波在材料中某一点的总声压和质点速度分别为

$$p(x, t) = p_{1a} \exp(j(\omega t - kx)) + p_{2a} \exp(j(\omega t + kx)) \quad (6)$$

$$v(x, t) = \frac{p_{1a}}{Z_c} \exp(j(\omega t - kx)) - \frac{p_{2a}}{Z_c} \exp(j(\omega t + kx)) \quad (7)$$

在 A, B 两点的声压和质点速度分别表示为

$$\begin{aligned} p(x_A, t) &= p_{1a} \exp(j(\omega t - kx_A)) + p_{2a} \exp(j(\omega t + kx_A)) \\ v(x_A, t) &= \frac{p_{1a}}{Z_c} \exp(j(\omega t - kx_A)) - \frac{p_{2a}}{Z_c} \exp(j(\omega t + kx_A)) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} p(x_B, t) &= p_{1a} \exp(j(\omega t - kx_B)) + p_{2a} \exp(j(\omega t + kx_B)) \\ v(x_B, t) &= \frac{p_{1a}}{Z_c} \exp(j(\omega t - kx_B)) - \frac{p_{2a}}{Z_c} \exp(j(\omega t + kx_B)) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} p(x_B, t) &= p_{1a} \exp(j(\omega t - kx_B)) + p_{2a} \exp(j(\omega t + kx_B)) \\ v(x_B, t) &= \frac{p_{1a}}{Z_c} \exp(j(\omega t - kx_B)) - \frac{p_{2a}}{Z_c} \exp(j(\omega t + kx_B)) \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} v(x_B, t) &= \frac{p_{1a}}{Z_c} \exp(j(\omega t - kx_B)) - \frac{p_{2a}}{Z_c} \exp(j(\omega t + kx_B)) \end{aligned} \quad (11)$$

上式可以写为矩阵的形式

$$\begin{bmatrix} p(x_A, t) \\ v(x_A, t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ \frac{1}{Z_c} & -\frac{1}{Z_c} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{1a} \exp(j(\omega t - kx_A)) \\ p_{2a} \exp(j(\omega t + kx_A)) \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$\begin{bmatrix} p(x_B, t) \\ v(x_B, t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \exp(jkd) & \exp(jkd) \\ \frac{\exp(jkd)}{Z_c} & -\frac{\exp(jkd)}{Z_c} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{1a} \exp(j(\omega t - kx_B)) \\ p_{2a} \exp(j(\omega t + kx_B)) \end{bmatrix} \quad (13)$$

式中，多孔材料的厚度为 $d = x_B - x_A$ 。将式(12)代入式(13)，得到 A, B 两点声压和质点速度传递关系为

$$\begin{bmatrix} p(x_A, t) \\ v(x_A, t) \end{bmatrix} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} p(x_B, t) \\ v(x_B, t) \end{bmatrix} \quad (14)$$

由以上各式可以得到

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ \frac{1}{Z_c} & -\frac{1}{Z_c} \end{bmatrix} = \mathbf{T} \begin{bmatrix} \exp(jkd) & \exp(jkd) \\ \frac{\exp(jkd)}{Z_c} & -\frac{\exp(jkd)}{Z_c} \end{bmatrix} \quad (15)$$

简化整理得到最终的传递矩阵公式表达式为

$$\mathbf{T} = \mathbf{T}_i \begin{bmatrix} \cos kd & jZ_c \sin kd \\ \frac{j \sin kd}{Z_c} & \cos kd \end{bmatrix} \quad (16)$$

1.2 多层复合多孔材料传递矩阵模型

对于如图 2 的多孔结构模型，对于同一层材料的前后表面，式(1)和(16)可以表示为

$$\begin{bmatrix} p_{2i-1} \\ v_{2i-1} \end{bmatrix} = \mathbf{T}_i \begin{bmatrix} p_{2i} \\ v_{2i} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} \cos k_i d_i & jZ_i \sin k_i d_i \\ \frac{j \sin k_i d_i}{Z_i} & \cos k_i d_i \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$Z_i = \sqrt{\rho_i k_i} \quad (19)$$

$$k_i = \omega \sqrt{\frac{\rho_i}{k_i}} \quad (20)$$

式中， $[p_{2i-1}, v_{2i-1}]^T, [p_{2i}, v_{2i}]^T$ 分别为第 i 层材料内外边界的声压-质点速度向量； ω 为入射波的角频率； d_i 为第 i 层材料的厚度； Z_i 为第 i 层材料的特性阻抗； ρ_i, k_i 分别为第 i 层材料的等效密度与等效体积弹性模量。

图 2 多层复合多孔材料示意图

对于相邻两层材料的分界面, 由声压连续及体积速度连续的声学边界条件可以得到

$$p_{2i} = p_{2i+1} \quad (21)$$

$$\varphi_i v_{2i} = \varphi_{i+1} v_{2i+1} \quad (22)$$

式中, p_{2i}, p_{2i+1} 分别为相邻两种材料层分界面处的声压; v_{2i}, v_{2i+1} 分别为相邻两种材料层分界面处的法向质点振动速度; φ_i, φ_{i+1} 分别为第 i 层和第 $i+1$ 层多孔材料的孔隙率。

将式(17)改写为矩阵的形式得到

$$\begin{bmatrix} p_{2i} \\ v_{2i} \end{bmatrix} = [\varphi_i] \begin{bmatrix} p_{2i+1} \\ v_{2i+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{\varphi_{i+1}}{\varphi_i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{2i+1} \\ v_{2i+1} \end{bmatrix} \quad (23)$$

对于第一层材料最外侧, 即与最外层空气的分界面, 有如下关系式

$$\begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} = [\varphi_1] \begin{bmatrix} p_{2i+1} \\ v_{2i+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{\varphi_{i+1}}{\varphi_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{2i+1} \\ v_{2i+1} \end{bmatrix} \quad (24)$$

其中, $[p_0, v_0]^T$ 为第一层材料最外侧即空气侧的声压-质点速度向量; φ_1 为第一层多孔材料的孔隙率。则多层复合多孔吸声材料总传递矩阵为

$$\mathbf{T}_n = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \varphi_1 \end{bmatrix} \prod_{i=1}^{n-1} \mathbf{T}_i [\varphi_i]_n = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \quad (25)$$

第一层材料最外侧与最后一层材料最里侧的传递矩阵为

$$\begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_n \begin{bmatrix} p_n \\ v_n \end{bmatrix} \quad (26)$$

对于最后一层材料里侧, 由于复合材料背衬为刚性壁面, 声波在分界面发生全反射, 所以入射波质点速度 v_{n1} 和反射波质点速度 v_{n2} 大小相等, 相位相反, 结果在分界面上合成质点速度为零。联立方程式(17)和(26)可以得到

$$\begin{bmatrix} p_0 \\ v_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} p_n \\ a_{21} v_n \end{bmatrix} \quad (27)$$

则多层复合多孔材料的表面声阻抗率为

$$Z_s = \frac{p_0}{v_0} = \frac{a_{11}}{a_{21}} \quad (28)$$

多层复合多孔材料的吸声系数可以由下式得出

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z_s - \rho_0 c_0}{Z_s + \rho_0 c_0} \right|^2 = 1 - \left| \frac{a_{11} - a_{21} \rho_0 c_0}{a_{11} + a_{21} \rho_0 c_0} \right|^2 \quad (29)$$

由上面的推导可以看出, 只需每层材料的 d_i, ρ_i, k_i 已知, 那么可以得出多层复合多孔材料总的传递矩阵, 进而可以得到多层复合多孔材料的吸声系数。材料的厚度 d_i 可以直接测量得出, 等效密度 ρ_i 和等效体积弹性模量 k_i 可以通过前面介绍过的 Johnson-Champoux-Allard 模型求出。本文所建立的传递矩阵多层结构模型与传统的有限元传递矩阵模型方法相比结构简单, 计算准确, 计算效率高。不需要进行复杂的有限元模型的建立, 可以减少由于非线性材料建模参数缺失引起的系统误差。对于高频声学性能计算具有一定优势。

2 试验验证

传统的多层结构如图 3 中 A 所示, 多层结构由钣金、PU 泡沫、EVA 材料、吸音棉组成, 被用于汽车前围板内防护墙的隔声。但是, 传统多层结构的内防护结构复杂, 结构由四层组成, 厚度和质量较大, 不利于轻量化设计, 且隔声效果较差。新型超细纤维多层结构如图 3 中 B 所示, 结构由钣金、热成型材料、超细纤维组成。为了验证超细纤维复合结构内防护墙的吸声、隔声性能与传统结构的差异, 试验选取样件(PU 泡沫、EVA 材料、吸音棉、超细纤维样品), 根据测试要求, 制作直径 100 mm、44.44 mm 的圆形样品, 如图 4 所示, 用于声学参数流阻率、孔隙率、黏性特征长度、热特征长度等参数测试。其中, 曲折率测试设备如图 5 所示, 这些测试的声学参数用于逆推参数的验证。为了验证超细纤维复合材料的声学特性, 还对比测试了传统多层结构与新型超细纤维多层结构的吸声系数和传声损耗。阻抗管法用于测试多层结构的声学性能。测试的原理如图 6 所示。将激励声源设定为平面波, 入射角度为垂直入射。多层结构后端为刚性墙, 阻抗管尺寸 $d = 29 \text{ mm}$, $s = 20 \text{ mm}$, $L = 35 \text{ mm}$ 。在阻抗管法中, 垂直入射反射系数可以用下式表示

$$R(f) = \frac{H_{12}(f) - e^{-jks}}{e^{jks} - H_{12}(f)} \exp(2jk(s+L)) \quad (30)$$

式中, $H_{12}(f)$ 为声波传递函数($\tilde{p}_1$ 到 $\tilde{p}_2$); c 为声波

在空气中的传播速度； f 为工作频率； K 为波数。
声波吸声系数可由上式中的反射系数确定

$$\alpha(f) = 1 - |L(f)|^2 \quad (31)$$

$H_{12}(f)$ 由测量得到， $R(f)$ 和 $\alpha(f)$ 由计算得出。使用相同的阻抗管测量所有测试样品的声传递损失。这里，需要四个麦克风来确定测试样本的传递损失值。多层结构样本测试的参数如表 1、2 所示，其中钣金件制作直径 100 mm，厚度 0.8 mm。分别与传统多层结构和超细纤维多层结构组成防火墙复合多层结构。

图 3 多层结构示意图

图 4 多层材料样件

图 5 曲折率测试设备

图 6 阻抗管测试

表 1 不含金属层的传统多层结构

材料名称	直径/mm	厚度/mm	孔隙率	流阻率/(N · S/m ⁴)
PU 泡沫	100 /44.4	10	0.99	10 900
EVA 材料	100 /44.4	10	0.92	25 000
吸音棉	100 /44.4	5	0.99	9 000

表 2 不含金属层的超细纤维多层结构

材料名称	直径/mm	厚度/mm	孔隙率	流阻率/(N · S/m ⁴)
热成型材料	100 /44.4	2	—	—
超细纤维	100 /44.4	2	0.95	1 500

3 结果与讨论

3.1 声传递损失特性

3.1.1 无空气层间隙的模型验证及声传递损失特性

声传递损失性能是评价复合材料声学性能的重要指标，求解复合材料的声传递损失计算方法有传递矩阵法、有限元传递矩阵法等，本文采用传递矩阵法进行求解，并对数值模拟结果与试验进行了对比用于数值分析模型的验证，如图 7、8 所示。图 7 是传统材料(钣金+PU 泡沫+EVA+吸音棉，总厚度 25.8 mm)随频率变化的声传递损失曲线，从图中可知，应用传递矩阵法数值模拟的精度较高，在频率 $>3\,000\text{ Hz}$ 范围，模拟值与测试值具有一定误差。主要由多层材料的声学参数测试误差引起，如声学材料的流阻率和孔隙率，且传统材料由四层结构组成，增加了累计误差。传统材料声传递损失整体趋势，随着频率的增加，声传递损失逐渐增加。 $0\sim 3\,000\text{ Hz}$ 范围内，声传递损失最大值为 45 dB。频率范围 $3\,000\sim 7\,000\text{ Hz}$ ，声传递损失增速放缓，最大隔声量为 50 dB。传统多层复合材料通常作为汽车前围板防火墙隔声材料，但是厚度 25.8 mm，这种材料不利于轻量化设计，且隔声效率在频率 $>3\,000\text{ Hz}$ 以上无显著增加。因此采用新的轻量化复合结构十分必要。图 8 是超细纤维复合材料(钣金+热成型材料+超细纤维，总厚度 4.8 mm)随频率变化的声传递损失曲线，从图中可知，数值模拟与阻抗管测试值拟合度较高，在频率范围 $0\sim 3\,000\text{ Hz}$ ，超细纤维复合材料随频率的增加，声传递损失急剧增加。当频率在 1 000 Hz 时达到 35 Hz，频率范围在 $3\,000\sim 7\,000\text{ Hz}$ 范围内，复合材料随频率的增加，声传递损失增速较缓慢，最大声传递损失为 52 dB。在传统复合材料与超细纤维复合材料厚度比为 25.8 : 4.8 的条件下，新型超细纤维结构具有良

好的隔声性能。

图 7 传统材料的声传递损失

图 8 超细纤维结构的声传递损失

图 9 是两种复合结构随频率变化的声传递损失曲线,从曲线可知,超细纤维复合结构具有良好的隔声性能,作为前围板防护墙材料更为适宜。在频率 0~2 500 Hz 范围内,传统复合结构与超细纤维复合结构随着频率的增加,声传递损失逐渐增大。超细纤维复合结构隔声量最大值达到 40 dB,比传统复合结构隔声量高 7 dB。在频率范围 2 500~3 000 Hz 内,两种复合结构的隔声量基本一致。但是,随着频率的增加,传统复合结构隔声性能出现小幅升高后降低,综合整个频率范围内,超细纤维复合结构的声传递损失性能更显著,具有良好的隔声性能。这种良好的隔声性能,热成型材料与超细纤维的厚度比为 2:2。随着超细纤维层厚度的增加,其声学性能的变化情况如图 10 所示,从曲线可知,不同厚度对隔声性能的影响分为两个阶段,频率范围在 0~3 200 Hz,随着超细纤维层厚度的增加,隔声性能无显著增加。频率>3 200 Hz 范围,随着超细纤维层厚度的增加,隔声性能具有较大差异,最大差值为 2.5 dB。最大隔声量为 54 dB。两种复合结构的声传递损失对比,超细纤维结构既满足隔声性能同时也兼顾材料的轻量化,适用于工程推广。

图 9 传统材料与超细纤维声损失对比

图 10 厚度对新材料声传递损失的影响

3.1.2 中部空气间隙的声传递损失特性

为了衡量空气层对复合材料结构的声传递损失性能的影响,数值模拟了不同的空气间隙的隔声性能。传统材料由四层结构组成(钣金+PU 泡沫+EVA+吸音棉)。在钣金与 PU 泡沫之间分别增加 5~30 mm 的空气层。同时,在超细纤维复合结构中钣金与热成型材料之间增加 5~30 mm 的空气层。为了便于区分,新型超细纤维材料组成的结构在图示中用“#”字符表示。图 11、12 分别是传统复合结构与超细纤维复合结构在中部存在空气间隙的声传递损失曲线,从图 11 中可知,在频率范围 0~2 500 Hz,随着中间空气层厚度的增加,传统复合结构声传递损失逐渐增加,最大隔声量为 50 dB,频率范围在 2 500~4 000 Hz 范围,空气间隙为 30 mm 多层材料随着频率的增加,隔声量逐渐降低,声传递损失降幅为 2.5 dB。空气间隙 5~20 mm 多层结构隔声量缓慢增加,声传递损失增幅为 2 dB。传统多层结构随着空气层厚度的增加,隔声性能变化并不显著。图 12 是超细纤维多层结构随着空气厚度增加的隔声性能曲线,从曲线中可知,随着超细纤维多层结构空气层厚度的增加,结构的声传递损失逐渐增加,

且隔声量增加显著, 频率在 2 000 Hz, 空气层 5 mm 与空气层厚度 30 mm, 最大隔声量相差 12 dB。频率在 2 000~4 000 Hz, 多层结构的声传递损失继续增加, 最大隔声量为 80 dB, 隔声性能显著, 比传统材料最大隔声量差值为 25 dB。图 13 是相同空气层厚度条件下, 两种多层结构的声传递损失对比曲线, 从图中可知, 无空气层与不同空气层厚度对于传统多层材料的声传递损失影响较小, 主要是由于传统材料的隔声性能主要取决于金属钣金, PU 泡沫与吸音棉的作用主要起到吸声作用, 而超细纤维材料声传递损失显著, 主要是由于超细纤维材料其中一部分由热成型黏弹性材料组成, 与金属板件相同具有良好的隔声性能与金属钣金件, 空气夹层形成了双面墙隔声模型, 因此隔声性能较好。而超细纤维多层结构随空气层厚度的增加, 变化显著。空气层增加 5 mm, 整个频率范围内平均隔声量增加 5 dB。图 14 是两种复合材料在空气层厚度 20 mm 条件的声传递损失对比曲线, 从图中可知, 新超细纤维复合结构, 随着空气层厚度增加到 20 mm, 隔声性能急剧增加, 主要是由双面墙的隔声产生, 最大隔声量为 75 dB。

图 11 不同空气间隙对传统材料的影响

图 12 不同空气间隙对超细纤维材料的影响

图 13 两种复合结构的隔声对比

图 14 两种复合结构的隔声对比

3.1.3 背部空气间隙的声传递损失特性

为了衡量背部空气层对复合材料结构的声传递损失性能的影响, 数值模拟了不同的空气间隙的隔声性能。传统材料由四层结构组成(钣金+PU 泡沫+EVA+吸音棉, 厚度 25.8 mm)。在 EVA 与吸音棉之间分别增加 5~30 mm 的空气层。同时, 在超细纤维复合结构中热成型材料与超细纤维之间增加 5~30 mm 的空气层。为了便于区分, 新型超细纤维材料组成的结构在图示中用“#”字符表示。图 15、16 分别是传统复合结构与超细纤维复合结构在背部存在空气间隙的声传递损失曲线, 从图 15 中可知, 在频率范围 0~7 000 Hz 范围内, 随着中间空气层厚度的增加, 传统复合结构声传递损失无显著变化, 空气层厚度 30 mm 与没有空气层间隙的结构基本一致。这种背部空气间隙的结构表明, 在 EVA 和吸音棉中间增加空气间隙对多层结构的声传递损失无明显作用, 空气间隙厚度与两边介质的材料具有一定的关联, 在钣金层增加空气间隙后, 具有一定的效果是因为硬质板件增加空气间隙, 这种结构

形成了双面墙结构,有助于隔声量的提高。但是,在多孔材料吸音棉或者超细纤维中增加空隙间隙,对隔声效果隔声不是很显著。图 17 也验证了上述的分析。

图 15 传统结构背部空气间隙对隔声影响

图 16 超细纤维结构背部空气间隙对隔声影响

图 17 两种复合结构的声传递损失对比曲线

3.2 吸声系数特性

3.2.1 毕奥参数测量结果

本文应用加拿大 Mecanum 公司开发的设备(反射和透射超声测试与分析仪,型号 Mecanum TOR)进行了上述参数的测试。将传统材料(钣金+PU 泡沫+EVA+吸音棉,厚度 25.8 mm)去掉钣金(钣金件不需要测试声学参数)分别测试,PU 泡沫、EVA 材料、吸音棉材料的上述声学参数。同理,超细纤维结构(钣金+热成型材料+超细纤维,厚度 4.8 mm)去掉钣金和热成型材料,测试超细纤维材料的上述声学参数。图 18、19 是纤维类材料和泡沫类材料的曲折度的测试曲线,从图 18 可知,超细纤维的曲折度均值为 1.2,高于普通吸音棉。图 19 为泡沫类材料的曲折度测试曲线,从图 19 可知,EVA 材料的曲折度在整个测试频段内,曲折度高于 PU 泡沫,EVA 材料曲折度均值为 1.6,高于 PU 泡沫,上述材料是组成复合多层结构的基础材料。曲折度对多孔材料的吸声系数具有一定的影响。因此设计不同曲折度的材料有助于开发声学性能更佳的多层结构。图 20、21 是纤维类材料和泡沫类材料的黏性特征长度测试结果,从图 20 可知,超细纤维的黏性特征长度在整个频段内,高于普通吸音棉。0~6 500 Hz 内,超细纤维的黏性特征长度均值为 195 μm 。普通吸音棉在 0~6 500 Hz 的黏性特征长度均值为 190 μm 。从图 21 可知,在频率范围 0~6 500 Hz 内,PU 泡沫的黏性特征长度均值为 95 μm ,EVA 材料的黏性特征长度均值为 70 μm 。同理,从图 22、23 可以得出,在测试频率范围内,超细纤维的热特征长度高于普通吸音棉。超细纤维的黏性特征长度均值为 380 μm 。PU 泡沫热特征长度高于 EVA 材料,PU 泡沫在整个频率范围内,黏性特征长度均值为 97 μm 。

图 18 纤维类材料曲折度

图 19 泡沫类材料曲折度

图 22 纤维类材料热特征长度

图 20 纤维类材料黏性特征长度

图 23 泡沫类材料热特征长度

图 21 泡沫类材料黏性特征长度

3.2.2 曲折度对吸声性能的影响

在上一节中,测试了曲折度、黏性特征长度、热特征长度等毕奥参数,本节中考察多孔材料的吸声性能。传统多层复合结构(PU 泡沫+EVA+吸音棉,厚度 25 mm),超细纤维多层结构(热成型材料+超细

纤维,厚度 4 mm)。曲折度参数选取四个参数($t=t_0$, $t=1.2t_0$, $t=1.5t_0$, $t=1.9t_0$, t_0 =初始多层结构的曲折度)。应用数值模拟方法验证了曲折度对多层结构的吸声系数的影响。图 24、25 分别是不同曲折度对传统多层结构和超细纤维结构的吸声性能的影响。从图 24 可知,频率范围 0~2 000 Hz 范围内,随着传统多层结构曲折度的增加,吸声系数逐渐增加。数值结果与文献[21]的结论一致。当传统多层结构曲折度为 1.9 倍初始值时,吸声系数在 2 000 Hz 接近 0.99。在频率范围 2 000~5 000 Hz,传统多层结构的吸声系数随着曲折度的增加而逐渐降低,降幅由 0.99 降低到 0.8,中频段的结论与文献[22]中 Johnson-Champoux-Allard 数值方法计算结果一致。图 25 是曲折度对超细纤维多层结构的影响,从图中可知,由于超细纤维多层结构中包含黏弹性热成型材料,吸声系数在频率 1 000 Hz 时为 0.25,其余频率几乎无吸声性能。因此,超细纤维多层结构具有良好的声音传递损失特性。

图 24 不同曲折度对传统结构吸声性能的影响

图 25 不同曲折度对超细纤维结构的影响

3.2.3 黏性特征长度对吸声的影响

由于黏性特征长度单位为微米级,因此,应用传递矩阵法^[23]数值模拟选择 $v=v_0$ (v_0 =多层结构初始黏性特征长度)、 $v=0.5v_0$ 、 $v=10v_0$ 、 $v=20v_0$ 四个因素水平,用于衡量不同黏性特征长度对于多层结构吸声系数的影响。图 26、27 分别是不同黏性特征长度对于传统多层结构、超细纤维多层结构的吸声系数的影响,从图 26 可知,在频率范围 0~2 500 Hz,传统多层结构随着黏性特征长度的增大,逐渐减小,当黏性特征长度为初始值 20 倍时,吸声系数达到最低值,在频率 2 500 Hz,吸声系数为 0.3。因此应适当减小多层结构的黏性特征长度。当黏性特征长度为初始值的 0.5 倍时,频率为 2 500 Hz,传统多层结构的吸声系数达到最大值为 0.96。在频率范围在 2 500~6 500 Hz,除了黏性特征长度增大 20 倍外,其余特征曲线均无显著增加,与文献^[22]研究结论一致。

图 26 不同黏性特征长度对传统多层结构吸声性能影响

图 27 不同黏性特征长度对超细纤维多层的影响

对于传统多层结构,随着黏性特征长度的增加,多层结构的吸声系数逐渐减小。图 27 是不同黏性特征长度对超细纤维结构的吸声系数的影响,从图中可知,在频率 1 000 Hz 处,超细纤维多层结构的吸声系数为 0.27,随着频率的增加吸声系数逐渐向零点移动,超细纤维的外层是由热成型材料组成,热成型材料具有一定的黏弹性,具有良好的隔声性能,因此吸声系数较弱。

3.2.4 热特征长度对吸声的影响

应用传递矩阵法数值模拟求解多层结构吸声系数。选择 $H=H_0$ (H_0 =多层结构初始热特征长度)、 $H=0.5H_0$ 、 $H=10H_0$ 、 $H=20H_0$ 四个因素水平,用于衡量不同热特征长度对于多层结构吸声系数的影响。图 28、29 分别是不同热特征长度对于传统多层结构、超细纤维多层结构的吸声系数的影响,从图 28 可知,在频率范围 0~

3 500 Hz, 传统多层结构随着热特征长度的增大, 吸声系数逐渐减小。在频率 $> 3\ 500\text{ Hz}$, 吸声系数均有所降低。整个频段内, 热特征长度参数为 $H=0.5H_0$ 时, 吸声系数达到最大值为 0.98。热特征长度参数与传统多层结构的吸声系数成反比。

图 28 不同热特征长度对传统多层结构吸声性能的影响

图 29 不同热特征长度对超细纤维多层结构吸声性能的影响

图 29 是不同热特征长度对超细纤维结构的吸声系数的影响, 从图中可知, 在频率 1 000 Hz 处, 超细纤维多层结构的吸声系数为 0.65, 随着频率的增加吸声系数逐渐向零点移动, 在频率 1 000 Hz 处, 为热成型材料的一个固有频率, 在该频率点处, 热特征长度与吸声系数成反比。这与传统多层结构的吸声特性一致。当频率超过频率点 1 000 Hz 时, 材料黏弹性起主导作用, 将吸声系数向零点漂移。因此热成型材料具有良好的隔声性能, 但是, 吸声系数较弱。

3.3 双面墙隔声特性

3.3.1 双面墙空腔厚度的影响

为了系统评估传统多层结构与超细纤维多层

结构的声学特性, 采用有限元传递矩阵法对两种多层结构进行双面墙的隔声性能分析。传统多层结构的双面设计为, 第一面墙为 0.8 mm 厚度钣金, 声学处理为传统多层结构(厚度 25 mm), 第二面墙为同厚度钣金, 声学处理为传统多层结构。双面墙之间空腔的距离为 $d=50\sim 150\text{ mm}$ 。超细纤维双面墙设计为, 第一面墙 0.8 mm 厚度钣金, 声学处理为超细纤维多层结构(厚度 4 mm), 第二面墙为同厚度钣金, 声学处理相同。双面墙空腔距离 $d=50\sim 150\text{ mm}$ 。数值仿真结果如图 30、31 所示, 从图 30 可知, 随着双面墙空腔厚度的增加, 传统多层结构的声传递损失逐渐增大, 在频率范围 $0\sim 2\ 500\text{ Hz}$, 随着空腔厚度的增加, 隔声量急剧增大。频率 2 500 Hz 时, 双面墙隔声量最大值为 80 dB。图 31 是不同空腔厚度对超细纤维多层结构的声传递损失的影响曲线, 从图中可知, 在频率 $0\sim 2\ 500\text{ Hz}$, 随着空腔厚度的增加, 超细纤维多层结构隔声量无显著变化, 当频率范围 $2\ 500\sim 4\ 000\text{ Hz}$, 多层结构随空腔厚度的增加逐渐增大, 当空腔厚度 $d=150\text{ mm}$, 最大声传递损失为 88 dB。图 32 所示, 相同空腔厚度时, 传统多层结构隔声量大于超细纤维多层结构, 主要是由于两种多层结构的声学处理层厚度比为 25:4。从图 33 中可以得出, 当传统多层材料与超细纤维多层结构厚度比为 25:4 时, 隔声量在频率 1 500 Hz 时, 相差 19 dB, 传统多层结构性能更优。当厚度比为 25:25 时, 超细纤维声学传递损失性能更优, 在整个频段内, 高出传统多层结构隔声量 20 dB。

图 30 不同空腔厚度对传统多层结构隔声量的影响

3.3.2 双面墙空腔空气阻尼系数的影响

双面墙空腔距离 $d=50\text{ mm}$ 由于双面墙存在空腔间隙, 本节考虑了空气之间的阻尼系数, 衡量不

图 31 不同空腔厚度对超细纤维多层而机构隔声量的影响

图 32 相同空腔厚度对两种材料隔声量的影响

图 33 不同材料厚度对超细纤维隔声量的影响

同的空气阻尼系数对双面墙系统的声传递损失的影响。图 34 是不同空气阻尼系数对传统多层结构声传递损失的影响曲线,从图 34 中可知,随着空腔阻尼系数的增加,传统多层结构组成的双面墙结构隔声量基本不变,表明空气阻尼系数对于双面墙的隔声效果不显著。图 35 是不同阻尼系数对超细纤维声传

递损失的影响,从图 35 中可知,随着空气阻尼系数的增加,超细纤维多层结构组成的双面墙隔声量基本保持一致,无显著增加趋势。但是,超细纤维双面墙结构比传统多层双面墙结构隔声量大,且在厚度比为 25:25 时,超细纤维与传统多层结构在频率在 2 000~4 000 Hz,隔声量差值达到 20 dB。

图 34 不同阻尼系数对传统材料隔声量的影响

图 35 不同阻尼系数对超细纤维隔声量的影响

4 结论

本文利用波动理论,建立声波在单层和多层介质中的传播方程,通过一维数值分析和声学参数实验的方法,分析了传统多层结构和超细纤维多层结构参数对分层吸声结构声学性能的影响规律。

(1) 无空气层间隙的声传递特性。在频率范围 0~3 000 Hz,超细纤维复合材料随频率的增加,声传递损失逐渐增加。频率在 1 000 Hz 时达到 35 Hz。频率范围 3 000~7 000 Hz,复合材料随频率的增加,声传递损失增速较缓慢,最大声传递损失为 52 dB。在传统复合材料与超细纤维复合材料厚度比为 25.8

比 4.8 的条件下, 新型超细纤维结构具有良好的隔声性能。

(2) 中部空气间隙的声传递特性。随着超细纤维多层结构空气层厚度的增加, 结构的声传递损失逐渐增加, 且隔声量增加显著, 频率在 2 000 Hz, 空气层 5 mm 与空气层厚度 30 mm, 最大隔声量相差 12 dB。频率在 2 000~4 000 Hz, 多层结构的声传递损失继续增加, 比传统材料最大隔声量差值为 25 dB。

(3) 背部空气间隙的声传递特性。在频率范围 0~7 000 Hz 范围内, 随着中间空气层厚度的增加, 传统复合结构与超细纤维复合结构的声传递损失无显著变化, 空气层厚度 30 mm 与空气层间隙厚度为零的结构基本一致。

(4) 曲折度、黏性特征长度、热特征长度对吸声性能的影响。超细纤维多层结构由于存在具有黏弹性的热成型材料, 在固有频率 1 000 Hz 内, 吸声系数较小, 而传统多层结构对于曲折度、黏性特征长度、热特征长度等参数影响显著。

(5) 双面墙空腔厚度对声传递特性的影响。在频率 0~2 500 Hz, 随着空腔厚度的增加, 超细纤维多层结构隔声量无显著变化, 当频率范围 2 500~4 000 Hz, 多层结构随空腔厚度的增加逐渐增大, 当空腔厚度 $d=150$ mm, 最大声传递损失为 88 dB。

(6) 双面墙空腔阻尼系数对声传递特性的影响。随着空气阻尼系数的增加, 超细纤维多层结构以及传统多层结构组成的双面墙隔声量基本保持一致, 无显著增加趋势。

参 考 文 献

- [1] WANG D W, MA L. Sound transmission through composite sandwich plate with pyramidal truss cores[J]. *Composite Structures*, 2017, 164: 104-117.
- [2] SHENG C W, ZHAO X D, WEI D S. Sound transmission loss characteristics of unbounded orthotropic sandwich panels in bending vibration considering transverse shear deformation[J]. *Composite Structures*, 2010, 92(12): 2885-2889.
- [3] SONG Y, FENG L, WEN J, et al. Reduction of the sound transmission of a periodic sandwich plate using the stop band concept[J]. *Composite Structures*, 2015, 128: 428-436.
- [4] SADRI M, YOUNESIAN D. Vibroacoustic analysis of a sandwich panel coupled with an enclosure cavity[J]. *Composite Structures*, 2016, 146: 159-175.
- [5] PETRONE G, DALESSANDRO V, FRANCO F, et al. Numerical and experimental investigations on the acoustic power radiated by aluminium foam sandwich panels[J]. *Composite Structures*, 2014, 118: 170-177.
- [6] LIU Y, DAUDIN C. Analytical modelling of sound transmission through finite clamped double wall sandwich panels lined with poroelastic materials[J]. *Composite Structures*, 2017, 172: 359-373.
- [7] LIU Y, HE C. Diffuse field sound transmission through sandwich composite cylindrical shells with poroelastic core and external mean flow[J]. *Composite Structures*, 2016, 135: 383-396.
- [8] SHEN C, XIN F X, LU T J. Sound transmission across composite laminate sandwiches: influence of orthogonal stiffeners and laminate layup[J]. *Composite Structures*, 2016, 143: 310-316.
- [9] WANG T, LI S, RAJARAM S, et al. Predicting the sound transmission loss of sandwich panels by statistical energy analysis approach[J]. *Journal Vibration and Acoustics*, 2010, 132(1): 256-280.
- [10] XIN F X, LU T J, CHEN C Q. Sound transmission through simply supported finite double-panel partitions with enclosed air cavity[J]. *Journal Vibration and Acoustics*, 2010, 132(1): 325-326.
- [11] PRICE A J, CROCKER M J. Sound transmission through double panels using statistical energy analysis[J]. *the Journal of the Acoustical Society of America*, 1970, 47: 683-693.
- [12] CHAZOT J D, GUYADER J L. Prediction of transmission loss of double panels with a patch-mobility method[J]. *the Journal of the Acoustical Society of America*, 2007, 121(1): 267-278.
- [13] CRAIK R J M. Non-resonant sound transmission through double walls using statistical energy analysis[J]. *Applied Acoustics*, 2003, 64(3): 325-341.
- [14] XIN F X, LU T J. Analytical and experimental investigation on transmission loss of clamped double panels: implication of boundary effects[J]. *the Journal of the Acoustical Society of America*, 2009, 125(3): 1506-1517.
- [15] SUN W, LIU Y. Vibration analysis of hard-coated composite beam considering the strain dependent characteristic of coating material[J]. *Acta Mechanica Sinica*, 2016, 32(4): 731-742.
- [16] DOUTRES O, ATALLA N. Acoustic contributions of a sound absorbing blanket placed in a double panel structure: absorption versus transmission[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2010, 128(2): 664-671.
- [17] THILAGAVATHI G, PRADEEP E, KANNAIAN T, et al. Development of natural fiber nonwovens for

- application as car interiors for noise control[J]. *Journal of Industrial Textiles*, 2010, 39(3): 267-278.
- [18] WANG Y, ZHANG C, REN L, et al. Sound absorption of a new bionic multi-layer absorber[J]. *Composite Structures*, 2014, 108(1): 400-408.
- [19] ALBA J, DEL R, RAMIS J, et al. An inverse method to obtain porosity, fiber diameter and density of fibrous sound absorbing materials[J]. *Archives of Acoustics*, 2011, 36(3): 561-574.
- [20] MAREZE P H, LENZI A. Characterization and optimization of rigid-frame porous material[C]//18th International Congress on Sound and Vibration, July 10-14, 2011, Brazil.
- [21] 王连会. 汽车多孔材料吸声性能分析与优化[D]. 长春: 吉林大学, 2017.
- WANG Lianhui. Analysis and optimization of sound absorption performance of automotive porous materials[D]. Changchun: Jilin University, 2017.
- [22] ALLARD J, CHAMPOUX Y. New empirical equations for sound propagation in rigid frame fibrous materials[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1998, 91(6): 3346-3353.
- [23] SONG B H, BOLTON J S. A transfer-matrix approach for estimating the characteristic impedance and wave numbers of limp and rigid porous materials[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2000, 107(3): 1131-1141.
-
- 作者简介: 苏锦涛, 男, 1983 年出生, 博士研究生。主要研究方向为振动与噪声控制, 声学包性能。
E-mail: nvh2012@163.com
- 郑玲(通信作者), 女, 1963 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为振动与噪声控制。
E-mail: zling@cqu.edu.cn